

**REMARKS**

Applicant submits this Reply to the final Office Action mailed June 1, 2007. By this Reply, Applicant proposes to amend claims 1, 15, 17, and 33 and add new independent claim 34. Accordingly, claims 1-9 and 11-34 are pending in this application. The originally-filed application fully supports the subject matter of amended claims 1, 15, 17, and 33 and new independent claim 34. Thus, the Reply introduces no new matter.

As an initial matter, Applicant thanks the Examiner for indicating allowable subject matter in claims 4, 8, 9, 11-26, 31, and 32.

In the Office Action, claims 1-9, 11-26, and 33 were rejected under 35 U.S.C. § 112, second paragraph, as being indefinite for failing to particularly point out and distinctly claim the subject matter which applicant regards as the invention. Specifically the Office Action states that "[i]n claim 1 line 8-9 'actuatable hydraulic control having at least one control output associated with a mode of operation of the hydrostatic transmission' is confusing." Office Action at 2-3. Applicant has appropriately amended claims 1 and 33. The Office Action further states that "[i]n claim 17 line 3 'the distributor pilot line' is confusing, since there is only a 'first pilot line' of the directional on-off valve." *Id.* at 3. Applicant has appropriately amended claim 17. In view of this, Applicant respectfully requests withdrawal of the 35 U.S.C. § 112, second paragraph, rejections.

In the Office Action, claims 2, 3, and 33 were rejected under 35 U.S.C. § 101 "as claiming the same invention as that of claims 4; and 34, respectively of U.S. Patent No. 7,003,948" ("the '948 patent"). Office Action at 3. Applicant has amended independent claim 1, from which claims 2 and 3 depend. Applicant submits that claims 2, 3, and 33

do not claim the same invention as claims 4 and 34 of the '948 patent. Accordingly, Applicant requests withdrawal of the 35 U.S.C. § 101 rejection.

In the Office Action, claims 1, 5-7, and 27-29 were rejected under 35 U.S.C. § 102(b) as being anticipated by German Patent DE 4405472 ("DE '472"); and claims 2 and 30 were rejected under 35 U.S.C. § 103(a) as being unpatentable over DE '472 in view of U.S. Patent No. 3,997,017 to Campbell et al. ("Campbell"), U.S. Patent No. 3,788,075 to Holdeman et al. ("Holdeman"), and U.S. Patent No. 3,458,005 to Malm et al. ("Malm"). Applicant respectfully traverses these rejections for the reasons provided below.

With respect to independent claim 1, DE '472 fails to disclose, among other things, "a hydraulic adjustment device for adjusting the variable flow rate of the hydraulic working fluid, the hydraulic adjustment device including a double acting servo piston." DE '472 discloses that "[t]he control has a work pump (300) in the open circuit for the movement and excavator operation. Next to the pump is provided an independent rotary mechanism pump (400) in a closed circuit for rotary mechanism drive." DE '472 Abstract, Figs. 2 and 3 (for the Examiner's convenience, Applicant has attached a machine translation of DE '472). DE '472 further discloses that "[t]he ski selector valve 414 controls the adjustment of the swash plate of the turning work pump 400 via an adjustment cylinder 420, from which a mechanical feedback 422 back to ski selector valve 414 runs. (DE '472 machine translation at 7). Although DE '472 discloses an adjustment cylinder 420, DE '472 fails to disclose a "hydraulic adjustment device including a double acting servo piston," as recited in claim 1. Accordingly DE

'472 cannot anticipate claim 1 and its dependent claims 5-7. Withdrawal of the 35 U.S.C. 102(b) rejection is respectfully requested.

With respect to independent claim 27, Applicant again submits that DE '472 fails to disclose each and every element of the claim. For example, DE '472 does not disclose, among other elements, "providing a hydraulic control fluid having a control pressure which is adjustable between a first control pressure and a second control pressure, said control pressure being indicative of a desired flow rate of the hydraulic working fluid." The Office Action rejects claim 27 under 35 U.S.C. 102(b) and directs Applicant "to read the 103 rejection for the limitations of the claims rejected under 102, by German 4405472." Office Action at 2. Applicant has reviewed the "103 rejection" and finds no guidance as to how the Examiner is viewing DE '472 as teaching, among other things, this claimed feature. Instead, the Office Action admits that DE '472 fails to disclose "two hydraulic users connected to the two working lines by a second connection control, responsive to a control signal to selectively provide serial or parallel connection of the two users; wherein the control signal is indicat[ive] of a desired flow rate," (Office Action at 3) and relies on Campbell, Holdeman and Malm for allegedly providing such teaching. Office Action at 3-4. Applicant respectfully requests clarification of the rejection.

In any event, Campbell, Holdeman and Malm, do not disclose or suggest "providing a hydraulic control fluid having a control pressure which is adjustable between a first control pressure and a second control pressure, said control pressure being indicative of a desired flow rate of the hydraulic working fluid," as recited in independent claim 27, and the Office Action does not contend otherwise. Accordingly,

Applicant requests withdrawal of the 35 U.S.C. 102(b) (or 35 U.S.C. 103(a)) rejection of claim 27 and its dependent claims 28 and 29.

Claim 2 depends from claim 1 and claim 30 depends from claim 27. Regarding the rejection of claims 2 and 30 under 35 U.S.C. § 103(a) as being unpatentable over DE '472 in view of Campbell, Holdeman, and Malm, Applicant submits that DE '472 either alone or in combination with Campbell, Holdeman, and Malm fails to disclose each and every element of claims 2 and 30. Thus, a combination of DE '472, Campbell, Holdeman, and Malm cannot present a *prima facie* case of obviousness. As set forth above, DE '472 fails to disclose "a hydraulic adjustment device for adjusting the variable flow rate of the hydraulic working fluid, the hydraulic adjustment device including a double acting servo piston," as recited in independent claim 1. DE '472 also fails to disclose "providing a hydraulic control fluid having a control pressure which is adjustable between a first control pressure and a second control pressure, said control pressure being indicative of a desired flow rate of the hydraulic working fluid," as recited in claim 27.

None of Campbell, Holdeman, and Malm cures the deficiencies of DE '472. Campbell discloses that "[a] vehicle such as a motor grader includes a hydrostatic auxilliary front wheel drive system which utilizes implement system pressurized fluid flow to drive a pair of fixed displacement hydraulic motors." Campbell, Abstract. Holdeman discloses "[a] pressurized equalizer valve and reversible flow logic system [] provided for reversible fluid motors that are connected in series." Holdeman, Abstract. Malm disclose "an auxiliary hydrostatic front wheel drive system for a tractor having a conventional transmission for driving its rearward drive wheels." Malm, col. 1, ll. 29-31.

None of Campbell, Holdeman or Malm disclose or suggest the above noted recitations of independent claims 1 and 27. In fact, the Office Action does not contend otherwise. Claim 2 is therefore allowable for at least the same reasons that claim 1 is allowable, and claim 30 is allowable for at least the same reasons that claim 27 is allowable. Accordingly Applicant requests withdrawal of the 35 U.S.C. § 103(a) rejection of claims 2 and 30.

New independent claim 34 is also allowable over DE '472, Campbell, Holdeman, and Malm. Claim 34 includes subject matter of claim 8, which the Office Action indicates contains allowable subject matter. Accordingly, Applicant respectfully requests allowance of claim 34.

The Office Action contains characterizations of the claims and the related art with which Applicant does not necessarily agree. Unless expressly noted otherwise, Applicant declines to subscribe to any statement or characterization in the Office Action.

In discussing the specification, claims, and drawings in this Reply, it is to be understood that Applicant is in no way intending to limit the scope of the claims to any exemplary embodiments described in the specification or abstract and/or shown in the drawings. Rather, Applicant is entitled to have the claims interpreted broadly, to the maximum extent permitted by statute, regulation, and applicable case law.

Applicant respectfully requests that this Reply under 37 C.F.R. § 1.116 be entered by the Examiner, placing claims 1-9 and 11-34 in condition for allowance. Applicant submits that the proposed amendment of claims 1, 15, 17, and 33 and addition of claim 34 do not raise new issues or necessitate the undertaking of any additional search of the art by the Examiner, since all of the elements and their

relationships claimed were either earlier claimed or inherent in the claims as examined.  
Therefore, this Reply should allow for immediate action by the Examiner.

Finally, Applicant submits that the entry of the amendment would place the application in better form for appeal, should the Examiner dispute the patentability of the pending claims.

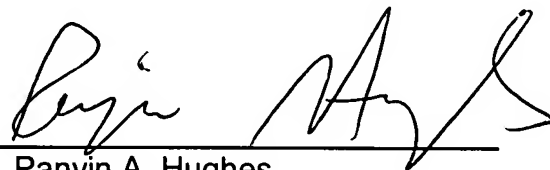
In view of the foregoing remarks, Applicant submits that this claimed invention, as amended, is neither anticipated nor rendered obvious in view of the prior art reference cited against this application. Applicant therefore request the entry of this amendment, the Examiner's reconsideration and reexamination of the application, and the timely allowance of the pending claims.

Please grant any extensions of time required to enter this response and charge any additional required fees to our Deposit Account No. 06-0916.

Respectfully submitted,

FINNEGAN, HENDERSON, FARABOW,  
GARRETT & DUNNER, L.L.P.

Dated: August 28, 2007

By:   
Panyin A. Hughes  
Reg. No. 55,288

**Attachments:      Machine Translation of German Patent DE 4405472.**

1/9/1

DIALOG(R) File 324:German Patents Fulltext

(c) 2007 Univentio. All rts. reserv.

0003140945      \*\*Image available\*\*

**Hydraulic control**

**Hydraulische Steuerung**

Patent Applicant/Assignee:

Caterpillar Inc Peoria, Ill., US

Inventor(s):

Richtsfeld Victor, 84048 Mainburg, DE

Patent and Priority Information (Country, Number, Date):

Patent:                      \*DE 4405472\* A1 19950817

Application:                DE 4405472 19940221

Priority Application: DE 4404417 19940211; DE 4405472 19940221 (DE  
4404417; DE 4405472)

Main International Patent Class (v7): F15B-011/02

International Patent Class (v7): F15B-011/16; F04B-001/08; F04B-049/00;  
F16H-061/40

Main European Patent Class: F04B-049/08

European Patent Class: F15B-011/16; F16H-061/46; E02F-009/22F4

Publication Language: German

Fulltext Word Count (English): 6997

Fulltext Word Count (German) : 5567

Fulltext Word Count (Both) : 12564

**Abstract (English machine translation)**

Hydraulic control, in particular for an excavator with several hydraulic consumers, as for example chassis, turning work, arm, handle and spoon, whereby beside a work pump in the open circle for driving and dredging a turning work pump independent of it is envisaged in the closed circle for the turning work drive. Furthermore a read-pressure independent control with read-pressure independent volume control, as well as pressure cutting are envisaged when achieving the maximum operating pressure. The hydraulic control makes an adjustable, constant brake torque possible with the discharge from revolving platform movement and in the stop maximum retaining moment from operating pressure.

**Abstract (German)**

Hydraulische Steuerung, insbesondere für einen Bagger mit mehreren hydraulischen Verbrauchern, wie beispielsweise Fahrwerk, Drehwerk, Ausleger, Stiel und Löffel, wobei neben einer Arbeitspumpe im offenen Kreis für Fahr- und Baggerbetrieb eine davon unabhängige Drehwerkspumpe im geschlossenen Kreis für den Drehwerksantrieb vorgesehen ist. Ferner ist eine lastdruckunabhängige Steuerung mit lastdruckunabhängiger Mengenregelung, sowie Druckabschneidung bei Erreichen des maximalen Betriebsdrucks vorgesehen. Die Hydrauliksteuerung ermöglicht ein einstellbares, konstantes Bremsmoment beim Auslauf aus Oberwagenbewegung und im Stillstand maximales Haltemoment aus Betriebsdruck.

**Description (English machine translation)**

i description the available invention refers generally to

a hydraulic controand in particular to a hydraulic controfor an excavator.

Hydraulic controls for example for excavators are in numerous arrangements well-known as examples are mentioned USpatents 4.210.061 and 4.481.770.

Although these controls generally contently-10 placing works, nevertheless ranges arise problems into some.

It is therefore the task of the available invention to overcome the problems of the state of the art and an optimized hydraulic control, insbeson-15 dere for the dredging to plan.

For the solution of this task the invention plans the measures specified in the independent requirements. Preferential arrangements result from the unteranspruechen.

In particular the hydraulic control preferably plans pump trained work pump a turning work pump independent of it in accordance with an aspect of the available invention beside one as LS -. The work pump or LS-pump is preferably 25 an axial-piston pump in swash plate design in the open circle. It preferably for drive-and dredging begun. The turning work pump is preferably axial pistons-a variable capacity pump in swash plate design in the closed circle.

In accordance with a further aspect of the invention is intended for the optimal utilization of the diesel engine achievement by both pump systems (work-and turning work pump) over the entire speed range an electronic grenzlasterregelung. This electronics leg-in addition 35 hold the modes or modes of operation (, Economy drive standard), control of the hydraulic oil temperatures (reduction of the achievement with to cold or to hot hydraulic oil), the automatic idling and the driving pedal bolting device (Tempomat). A to-40 conclusion possibility for a central diagnostic system is present. Furthermore a mechanical mechanism for emergency operation is intended.

In accordance with a further aspect of the invention the hydraulic control exhibits a valve gear system 45 the control independent of load with simultaneous quantity distribution independent of load. Thus all movements of any consumers are overlayable. Furthermore a tuning of the valve characteristic on each consumer is possible. The Ventilsektio-50 nen becomes hydraulically servo-controlled.

In accordance with a further aspect of the available invention a control independent of load is intended.

The operation stroke at the control mechanisms, which can be made by the operator, remains the same also with different load pressures. Independent of load the speed proportions are maintained by additional quantity distribution with several simultaneous movements independently of the load pressure.

In accordance with a further aspect of the available invention the necessary actuating pressure and/or the tax flow means



for the vat unit of a separate brake pump is supplied and branched off over a flow divider.

Further advantages and goals of the available invention result from the following description of preferential remark examples on the basis the design.

Fig. 1 shows schematically a hydraulic connection diagram for an excavator price increase in accordance with the invention.

Fig. 2 is a hydraulic connection diagram for an excavator price increase in execution of the available invention.

Fig. 3 is a cutout from Fig. and the driving motor as well as the work pump unit and the turning work pump unit shows 2.

Fig. 4 is a cutout from Fig. 2 and shows the turning work drive.

Fig. a and 5b are cutouts from Fig. 2 and shows the valve expensive unit. Fig. the Fig. a continues 5b at the right side.

Fig. 6 is a cutout from Fig. and a valve arrangement points 2 to branches of the pressure flow means for the hydraulic control elements, coming from the bremsanordnung-vat unit Fig. 7a and 7b are cutouts from Fig. 2 and shows the hydraulic vat unit. Fig. 7b continues the Fig. 7a at the right side.

Fig. 8 is a hydraulic connection diagram of an alternative turning work price increase for instance according to Fig. 3.

Fig. 9 to 11 is diagrams, which represent characteristics of the turning work price increase.

Fig. 12 is a further hydraulic system schematic view for an alternative turning work price increase.

Fig. a characteristic diagram of the turning work price increase shows 13 in the p-Q-diagram similarly as Fig. 9.

Fig. 14 is a diagram, that the block curve of the pump controlling device shows Fig. results of measurement with achievement excavators with medium brake pressure, the pressure on the lines A and B as well as the number of revolutions of the turning work engine show 15, in each case against the time Fig. results of measurement with achievement excavators with lowest brake pressure (free-wheel), high pressure on the lines A, B as well as the actuating pressure Y show 16, in each case against the time.

Fig. shows 17 results of measurement with achievement excavators with countering (Gegensteuern).

Fig. 18 shows results of measurement similarly as Fig. 15, however with achievement excavators with power output

limitation. Fig. 19 shows results of measurement with fine taxes, for example when positioning a pendulum load in 5 the crane enterprise.

Fig. 20 shows results of measurement with the rotation with constant speed.

Fig. 21 shows results of measurement when standing at the slope, and Fig. 22 shows results of measurement when starting at the slope.

As in Fig. 1 is shown, propels a driving motor 1, for example a diesel engine, several pumps. The driving motor 1 is preferably a diesel engine 15 with a rated output of 101 KW with a rated speed of 2000 min<sup>-1</sup>.

A pump 41 supplies pressure for a steering system of the vehicle, which is not represented here. A further pump 37 supplies-20 tungssteuerung 38 to pressure with for a Bremsvorrich. Preferably the pumps 41 and 37 possess a mechanical handling capacity of 19 l/min., and/or. 38 l/min., with the rated speed of the driving motor of 2000 revolutions per minute. The pump 41 for the steering element could possess however likewise a foerdervolumen of 25 38 l/min..

The work pump or LS-pump is preferably an axial-piston pump in swash plate design in the open circle for drives-and the dredging. The work pump is differential pressure-regulated, their maximum operating pressure is preferably 320 bar, its maximum 35 delivery preferably 260 l/min.. The pumpenleistung knows mode of operation-or to be mode dependent and depending upon attitude 52.72 or 101 KW amount to.

A load-Sensing-system of the work pump and the chassis and/or the tools exhibits the characteristic of the 40 read-pressure independent flow distribution. The read-pressure independent flow distribution is a special kind the load-Sensing-control. They make, a sensitive controlling possible of the Verbraucherbewe independent of the momentary load condition-45 gungen.

The variable flow pump headed for by the highest load pressure (LS-signal) makes available only the foerdervolumen, which is requested over an orifice plate of the control block. Exceeds the requested volumes-50 flow the maximum pump delivery (e.g. during operation of several consumers), then the pump flow rate is assigned read-pressure independent and proportionally over the orifice plate cross sections to the consumers.

If all consumers are in neutral position, the pump promotes pressure while stationary-By-(approx.. 20 bar) only the leakage stream. The LS-Line is relieved over 2ways-current automatic controllers to the tank ( $Q_{max} = 0.5 \text{ l/min.}$ ).

The pressure governors stand over their retaining spring in close-EO position and are likewise refuel TLA constant. The pump is separate from the consumers. Unnecessary circulationand throttle losses are avoided.

If a consumer, for example the read-highest consumer, becomes operated, the oil flow flows from the pump it over the orifice plate, the pressure governor downstream and the load retaining valve to the consumer. For the LS-message to the differential pressure automatic controller of the pump is used the pressure by the load retaining valve. By this measure becomes back traps of the load (by volume withdrawal from the verbraucherleitung) into the LS line with sensitive movements prevents. With reaching the load pressure the load retaining valve opens and the consumers moves in the selected direction with the speed given by the orifice plate.

If several consumers with low pressure level in parallel operation are operated, the highest LS is announced-signal on the differential pressure automatic controller and on all section pressure governors. The arrangement of the pressure governors between orifice plate and consumer ensured same differential pressure (Ap2) over all piston orifice plates. The differential pressure (Ap3) between the read-highest and read-lowest consumers is abgeregelt at the tax edge of the pressure governor.

With parallel operation with Untersaettigung, i.e. if over the piston orifice plates a larger flow rate can make Q available requested than the pump, rule reduces-Ap2 (Untersaettigung) and the differential pressure automatic controller go into the neutral position. The LS-Rule function of the pump is out of strength. The pump is only adjusted by the output regulator according to the achievement default. The read-pressure independent flow distribution becomes up to a minimum Ap of approx.. 3 bar maintain.

If a consumer drives on notice, i.e. into the end position, the LS addresses-pressure relief valve and fulfills a pressure cutting off function. The pump swivels on minimum angles of traverse and keeps the pressure cutting off value constant. Only the leakage oil of the system and the LS becomes Ausspeisestrom of approx.. 0.5 l/min., as well as a pressure cutting off valve pressure at 20 bar applied.

In or if several consumers are additional in function, the pump swings out. The necessary Ap is produced by the flow rate flowing over the pressure cutting off valve. The remaining flow rate aileron, which is reached at the rule end of the achievement default, the available, can be distributed read-pressure independent and proportionally in the relationship of the orifice plate openings. Thus the following relationship results:  $P_{verlust} = (P_{ssmax} - P_{V2}) \times Q_2 + (p_{ssmax} - \text{test specification}) \times Q_3$  the work pump unit 3 supplies Druckstoemungsmittel to a valve expensive unit 50 (see further in particular Fig. 1), which supplies the pressure flow means to the different consumers (schematically shown with 70). The valve expensive unit 50 is headed for by a vat unit 60. The operating pressure for the hydraulic vat unit 60 is branched off in a valve unit or a tax oiling system 25 by a line coming from the bremsanordnung 38. A control line runs also from the vat unit 60 to the turning work pump unit 4 for control of it.

In Fig. 1 with 70 designated consumers are for example in Fig. 2 as follows designates: Arm 12, handle

13, spoon 14, hydraulically adjustable arm (VAH/HAB) 15, hammer 16, auxiliary function (Aux) 17, chassis 19, Unterwagenabstuetzung 21 and earth levelling scoop 22. Other and further functions are possible.

The particularly interesting ranges in Fig. 2 of represented hydraulic plan is in larger detail in the Fig. 3 to 7 shown.

Fig. the diesel engine 1 and the work pump or LS propelled of it shows 3-pump a in the work pump unit 3. Furthermore is shown, among other things in the work pump unit 3 load-Sensing-a control using of two 3/2-proportional-ski selector valves.

Likewise shown the turning work pump unit 4 is, also tax hydraulics for the turning work 18 (Fig. 2 and 4) umfasst the turning work pump marked now with 400 possesses power ports A and B, those in Closed-loop-technology, i.e. in a closed circle, with the turning work engine 1a (Fig. 4) is connected.

A description of function of the turning work control for closed cycle follows.

The control makes the loss-free utilization possible of the drive system both for Beschleunigungsais also for brake applications. As a function of the preselected actuating pressure (Y1, Y2) the promotion direction of the pump and the P-Q result characteristic of the control and thus the size and direction of torque and number of revolutions of the hydraulic motor (fixed displacement hydraulic motor 1a, vgl. Fig. 4). The change actuating pressure takes place steplessly (see Fig. 911).

The direction and the size of the flow rate of the pump depend on the actuating pressure (Y1, Y2) and on the pumping jerk (p). Rising actuating pressure increases the pump quantity, rising pumping jerk reduces the pump quantity. In the block condition (VG 0) those is proportional pumping jerk to the actuating pressure.

By delimitation of the maximum actuating pressure (Y1, Y2) at the achievement valve we the highest p-Q-characteristic and thus approximated the maximum achievement adjusted. By stepless change for the achievement valve or by circuit of compression phases several leistungsniveaus can be headed for (achievement modes).

Concerning the brake behavior on the one hand dynamic braking approximately during neutral position of the control lever and/or dynamic braking is by countering or-steer the control lever and on the other hand a static hydraulic retaining moment during neutral position of the control lever intended.

With actuating pressure  $Y1 = Y2 = 0$  takes place by means of the Pums PEND jerk regulated back turning of the pump via the brake valve. The desired brake pressure can be stopped at the brake valve steplessly up to the maximum value, which will receive by attitude of the pressure cutting. Preferably is the brake pressure zwi-see approx.. 80 bar and approx.. 200 bar with maximum pressure of 315 bar. When dynamic braking by

countering the control lever the brake pressure is proportional starting from the brake pressure up to the maximum pressure, specified above, to the control lever position, i.e. to the Steu-erth jerk.

For example with inclination of the excavator the hydraulic supporting pressure the pump resulting in from it cannot control itself from the zero position. Up to the maximum pressure value, which by pressure relief valves-is correct becomes, the hydraulic motor can hydraulically push away 1a at the pump 300.

The controlling of the turning work pump 400 becomes by the vat unit 60 to with Y1 (@) and Y2 (@) designated control inlets pressure put on. Depending upon-that, at which the connections Y1, Y2 is larger the pressure, over lines a shuttle valve 402 arranged switches 403, 405 between them and passes the higher pressure on to a throttle 404. Also of the control inlets Y1, Y2 runs ago currents-means over lines 403, 405 to throttles 406, 408, after which again a shuttle valve 410 between the control lines is arranged. The shuttle valve 410 serves one for the power output limitation and possesses two diverts, from those over the port Y3 to a pressure relief valve for power output limitation (in Fig. is not) led shown 3, and whereby the other Abstom leads to late brake valve still which can be described 412.

From the throttles 406.408 lines 407 and 409 to a spring centered 4/3-proportional-ski selector valve 414 go to its adjustment. Likewise to the adjustment of the valve 414 are control lines 416 and/or. 418 of the working lines or connections A and/or B led across ports mA and/or MT as high pressure - Rueckfueh-rung to the valve 414. The ski selector valve 414 controls the adjustment of the swash plate of the turning work pump 400 via an adjustment cylinder 420, from which a mechanical feedback 422 back to the ski selector valve 414 runs.

so between the working lines A and B are two high pressure - feeding valves 424 and 426 for high pressure security (preferably 380 bar) intended. These valves 424 and 426 are arranged mirror-image and consist in each case of check valve and one parallel to it, directly working pressure relief valve switched. A further pump 401, which is propelled also by the driving motor 1 and in the turning work pump unit 4 is arranged, serves closed) hydraulic system of the turning work 18 for the reconciliation of leakage in the EO (. The pump 401 pumps hydraulic oil over a preferably external filter 5 (connections Fe and companies), to which a pressure relief valve 430 is parallel switched. After the filter 5 the flow means is led to one it supply pressure delimitation valve 432, which is adjusted to 25 bar preferably. The reconciliation of leakage takes place on the one hand into high pressure-working lines A, B by feed between both high pressure feeding valves 424.246 and on the other hand by means of a throttle 428 for a connection of the 4/3-ski selector valve 414, which is connected also with the throttle 404.

From the throttle 404 a line 411 led to a pressure cutting off arrangement 434 is likewise. The pressure cutting off arrangement 434 preferably fulfills the function of the pressure cutting described above, with maximum pressure of 320 bar. The

pressure cutting off arrangement 434 consists of a shuttle valve 436 with two diverting, pressure relief valve 438 feather-linked up by which an adjustable, steers 10. The other Abstrom of the shuttle valve 436 is led to the brake valve 412. Those diverts the shuttle valves 410 and 436 affects against each other as pressure relief valve the ausge-brake valve 412 formed 15. The brake valve 412 is adjustable feather-linked up into both adjustment directions. The line 413 of the brake valve 412 which can be controlled is led from the pump adjustment cylinder 420 across the 4/3 - ski selector valve 414 to the brake valve 412. The low pressure side 20 of the brake valve 412 is led to the tank.

The connections marked by A and B are with the power ports of the turning work pump 400 (Fig. 3) connected, in order to form a closed circle.

Furthermore dropping non-return valves are preferably 9 and/or for the handle and/or the hydraulically adjustable arm. 10 intended.

In Fig. the tax oiling system is represented to 6 with 55 a mengenteiler 2a for the pilot control and proportional valves for grenzlastregelung. Of the port N of the brake valve arrangement (Fig. 2) pressure flow means becomes the port P of the tax oiling system 25 (Fig. 7) led. In the mengenteiler 250 pressure flow means branched in a quantity of preferably 15 l/min. ski selector valve 255 the connection AI finally becomes and the vat unit 60 at egg-5 nem adjustable pressure relief valve 251 (preferably 30 + 2 bar) past and by a filter 252 as well as led by a check valve 253, over then by a solenoid operated and/or feather-linked up 3/2- (Fig. 2) to be led. The pressure flow means for this comes from the brake pump 37 (Fig. 2), which possesses a mechanical handling capacity of 38 l/min. with the rated speed of the driving motor of 2000 min<sup>-1</sup>. Since only 15 l/min. are needed for the vat unit 60, a sufficient supply is secured with idling speed of the engine.

The Fig. 7a and 7b shows the vat unit 60 in details. The vat-or control elements are here the right and the left vat equipment (Joystick) 27 and/or. 28, the fahrpedal 29, the arm adjustment pedal (VA-pedal) 30, the vat equipment 31 for the hammer and the vat equipment 32 for the earth levelling scoop and/or the support.

Fig. 8 is a similar representation as Fig. 3, whereby in Fig. is however not represented to 8 the diesel engine 1. Differently than in Fig. 3 an orifice plate is intended also at the pressure connection B of the work pump unit 3. Furthermore it is shown that the control line at the tax exit Y3 of the turning work pump unit 4 is led to the power output limitation to a pressure relief valve.

Fig. the Fig otherwise essentially corresponds to 8. one does to 3 here why without specification and the above description of the Fig. 3 one refers.

Fig. 9 to 11 shows diagrams, which represent p-Q characteristics as a

function of the actuating pressure.

For a turning work price increase the following substantial operating conditions result: achievement excavators (high envelope achievement) accelerating (large signal range, small signal range) brakes (large signal range, small signal range) countering (Gegensteuern over the hand tax giver) fine taxes (crane enterprise, positioning, ditch pulling) tricks with constant Geschwindigkeit standing and starting at the slope.

From these operating conditions the demands on an excavator turning work result. When turning a bulk material over or with loading a truck as much as possible mass is to be turned over in a certain time unit, i.e. a large envelope achievement is to be obtained. This operating condition is designated in the further than achievement excavators. The expiration with achievement excavators is as follows: Over the hand tax giver first maximally accelerated to the turning work the maximum Drehgeschwindigkeit reached. Afterwards will the hand tax giver released and the turning work is hydraulically, automatically as loss-free as possible however defined to be braked, so that no wear-afflicted mechanical brake is needed. For to achievement excavators 5 must be able to be countered the turning work thus strongly accelerated, defined, braked and.

For pipelaying works or when ditch pulling the turning work must be purify yourable. It means fine taxes that a position can become started without jerking accurately and 10. For some tasks it is desirable that the turning work with a constant speed turns, which is smaller than the maximum speed.

The demands, which are placed with achievement excavators, are partly moving in opposite directions to the demands, o with fine taxes to a control to be placed. That has the consequence the fact that itself control-and circuit concepts for or the other better own, or that the demands, which are made against a control concept fulfills all demands; much 25 is high.

A throttle control offers advantages due to the flow rate price increase during the fine control. It has however with achievement excavators due to the large flow rates with accelerating principle-causes 30 large pressure losses in the valves, which lead to losses of energy and smaller envelope achievement. When braking and countering large flow rates flow over the pressure relief valves and produce large amounts of heat, which must be exhausted.

A moment control offers advantages with achievement excavators, since loss-free with maximum moment and be braked loss-free with defined moment can be accelerated. It has however disadvantages with fine taxes, there over the hand tax giver trick 40 one steers moment and not the rotating speed. The zero position of the hand tax giver must be driven through with the defined transition between accelerating and braking, which means large ways at the hand tax giver on the one hand and on the other hand depending upon 45 brake pressure attitude responding the brake valve.

Turning work price increase the new turning work price

increase DW works like the 50 moment control in the closed cycle. The specific characteristics of the new turning work price increase become on the basis the connection diagram in Fig. 12 describes.

Pressure cutting (1) the pump possesses a pressure cutting, over which the maximum acceleration-and brake pressure and thus also the maximum acceleration-and brake torque are limited, without the high pressure valves respond. Thus a good efficiency and the system do not result heat themselves additionally in the case of achievement excavators as in the case of the moment control.

The pressure cutting consists of a choke valve and a valve and works similarly as a pressure control valve. When responding the pressure cutting the valve (1) opens, whereby supply pressure place-system one lowers. Thus the pump tilts back so far that the adjusted target pressure straight is held.

Brake valve (2) for dynamic braking for the regulation of the brake pressure and/or brake torque with achievement excavators possesses the control a brake valve. The brake pressure is at this valve between approx.. 350 bar and approx.. 80 bar adjustable (the minimum brake pressure depends however on the forming mass of the excavator and the hydraulic motor size). This brake valve is only in function, if the actuating pressure is zero, i.e. if the hand tax giver is released. 4/3 ski selector valve (3) with mechanical feedback place plunger lift for the fine control, which is rotation with constant rotating speed and standing at the slope a hydraulically controllable flow rate regulation responsible, which consists of a 4/3 ski selector valve with mechanical depth control of the placing plunger lift.

High pressure-feedback (4) power output limitation valve (5) the control possesses a port Y3, to which a pressure relief valve (5) can be attached. Over this pressure relief valve the actuating pressure, and thus the achievement maximally taken up by the turning work pump can be limited. If a mechanically adjustable pressure relief valve is used here, the maximally taken up achievement can be stopped over an adjusting screw. If an electrically constantly adjustable pressure relief valve is used, the taken up turning work achievement, over electronics steered, can according to which different power demand are changed. For the realization of achievement modes can be shifted between different pressure adjustments, thus different performance adjustments-and. Function of the turning work price increase in the p-Q diagram of the pump which operating conditions with a Drehwerksteueero rung can be realized, can descriptive in a p-Q-diagram (high pressure-flow rate-diagram), as in Fig. 13 to be represented, described. On the abscissa the flow rate of the pump standardized on the maximum flow rate is laid on with more constantly it pumping deer number. On the ordinate the load pressure at the pump is laid on.

Thus a diagram with 4 quadrants results, in which the control works. The quadrants are (1) accelerating right, (2) brakes right, (3) accelerating left, (4) brakes left.



By high pressure-rise and placing plunger lift feedback in the case of the new turning work pressure increase DW, as in the first quadrant represented, with-5 schleunigen straight lines dropping with constant actuating pressure. The upward gradient of the straight lines is constructional on approx.. 45 degrees fixed.

As represented in the second quadrant, parallels result to 10 the abscissa as in the case of the moment control for certain brake pressure attitudes. Here are however higher brake pressures to approx.. 350 bar possible. In the third quadrant the control equivalent behaves to the first quadrant, and in the fourth quadrant equivalent to the second quadrant.

Achievement excavators with accelerating the control becomes over the hand tax giver first with the maximum steering wheel - 20 pressure subjects.

The pump swings out fast from zero and builds at the pressure cutting stopped the maximum acceleration pressure of 400 bar on (s. Fig. 13, point A)). Thus accelerates the turning work with maxi-25 time torque to the pump so far swung out that the achievement provided for the turning work maximally reaches (s. Fig. 13, point b)). The control reduces then automatically the schwenkgeschwindigkeit in such a way that accelerations-30 pressure according to the straight line C) (Fig.) it removes 13 whereby the taken up achievement approach remains constant.

For braking the turning work after the acceleration procedure there are three possibilities: brakes by slow taking of the hand tax giver back automatic braking over the brake valve by releasing the Handsteuergebers countering = Gegensteuern over the hand tax giver.

ren as Abregelkennlinien to be designated. Over the structural design of the heading for equipment the upward gradient of these Abregelkennlinien is fixed on 45 degrees. Thus this Abregelkennlinien corresponds to approach of a certain achievement, which takes up the pump with constant pumping deer number. Thus the achievement taken up by the pump can be limited by delimitation of the actuating pressure. Over the pressure relief valve described above so the achievement taken up by the pump can be limited to the achievement approximated by the straight line C).

Fine taxes and tricks with constant speed fine taxes, thus positioning and the crane enterprise, takes place mainly between +/- 150 bar and +/- 0.25  $Q_p/Q_{pmax}$ , as in Fig. 13 represented (screened range). For starting the acceleration pressure can be developed over the actuating pressure sensitively. The rotating speed can be steered by the flow rate regulation of the pump exactly, whereby the turning work can be positioned exactly and without jerking. With fine taxes is the brake valve except function. It is also reached by this characteristic that over the adjustment speed of the hand tax giver acceleration (acceleration pressure) and delay (brake pressure) can be proportioned finely, as during a throttle control. With the rotation with constant speed after the acceleration phase the operating pressure is almost constant, according to the straight line e) (Fig. 13). In this

operating condition the rotating speed corresponds to a certain actuating pressure and thus a certain deflection of the hand tax giver. If the load pressure becomes larger, the hand tax giver, so that the rotating speed remains constant, must be controlled accordingly further. If the load pressure becomes smaller, the hand tax giver must be taken back, similarly as during a throttle control.

Standing and starting at the slope with achievement excavators are usually braked automatically by releasing the hand tax giver. The pump brakes then over the brake valve loss-free by steered back swivelling of the pump. At the brake applications the pump in the engine enterprise works and supports themselves on the diesel engine off, or it propels the other pumps.

The sloping straight lines represented in the first and third quadrant for a constant actuating pressure (s. Fig result the power output limitation by the feedback of pump deflection and high pressure. 13), in far-a further important point is as mentioned with tezustand almost is the pump in zero position. It must cover however the internal leakage of pump and engine.

For starting without jerking at the slope upward and down must the stops-and starting pressure well to be dosed increased and to be lowered to be able. This becomes by in Fig. 14 represented block curve reaches. This block curve describes among other things the starting behavior of the drive with loaded engine. From this measuring curve it is evident that over to hand tax-EO giver applied actuating pressure high pressure with good dissolution can be steered. When starting at the slope upward first the retaining pressure must be overcome by increase of the actuating pressure, before the turning work moves. This behavior ent-it speaks however that a throttle control. When starting at the slope downward, depending upon upward gradient and desired speed, either the retaining pressure must be slowly diminished first, or an acceleration pressure can be given up slope downward equal.

For the good to be dosedness of the blockdrucks and the fine control it is crucial that the control pressure range of the hand tax giver also the Steuerdruckbe-richly the heading for equipment is so co-ordinated 5 that the dissolution of the actuating pressure at the hand tax giver uses the purifying of you range of the heading for equipment optimally Fig. 15 to 18 points measuring results to the Leistungsbag-10 gladly. As already described, the turning work in three different kinds can be braked. With achievement excavators either by releasing the hand tax giver over the brake valve or by countering one brakes automatically.

Fig. 13 shows a duty cycle of an excavator with full spoon, how it arises with loading a truck. Here the brake valve became on a medium brake pressure of approx.. 160 bar adjusted with this attitude can with a loaded up spoon according to 20 Fig. 15 to be fully accelerated and braked automatically. With accelerating and when braking no impacts in the gear rim arise and it fall also no bulk material of the spoon during this attitude, since no pressure peaks arise.

A turning cycle on the right of and/or left runs according to Fig. 15 as follows off: The turning work with full pressure, here 375 bar is accelerated by full moving of the hand tax giver. This acceleration procedure lasts approx.. 3.2 seconds. At the end of the Beschleunigungs- und Bremsvorgangs the turning work constant maximum rotating speed and the pressure has drops depending upon variable resistor to a value between 60 and 100 bar. One releases then in appropriate distance before the goal of the hand tax givers, control brakes the 35 over the brake valve automatically with a medium brake pressure of approx.. 160 bar off. This brake applications last approx.. 5.4 seconds. The rotation into the other direction runs off accordingly.

As previously mentioned, the brake pressure can do steplessly 40 between free-wheel and approx.. 350 bar to be adjusted. If the brake valve is adjusted to minimum brake pressure, the turning work runs after releasing the hand tax giver according to Fig. 16 with a brake pressure of approx.. 50 bar over 17.5 seconds out.

Becomes trick the work, like in Fig. 17 represented, after that acceleration procedure by countering braked and again accelerates, then the maximum brake pressure from here, stopped at the pressure cutting, results 400 bar in the case of braking. As in Fig. 17 50 to infer is, lasts the acceleration procedure approx.. 3.6 seconds and the brake applications approx.. 2.3 seconds. The turning work can be braked in such a way in relatively short time without responding the relief valves loss-free. Also when countering the brake applications are introduced despite 55 the high brake pressure relatively softly without impacts in the ball race, so that if possible little bulk material falls down.

Fig. a duty cycle of the Leistungsbagger with power output limitation, as described above, EO the brake pressure at the brake valve shows 18 is to approx.. 160 bar adjusted. As it described above over the heading for equipment the achievement taken up by the pump is limited, which leads to the fact that no more as in Fig. 15 with constant pressure one accelerates. This achievement-it delimitation and/or pressure drop leads to the fact that the acceleration procedure is extended by 3.2 seconds by 2.8 seconds to 6 seconds. The brake applications, which are regulated over the brake valve, remain uninfluenced by this power output limitation.

Results of measurement with fine taxes for the examination of the fine control a mass was fastened by 750 kg over a 2m long rope to the crane bucket. This structure corresponds to conditions with pipelaying works. Fig. it shows 19 that when starting over the actuating pressure high pressure can be proportioned and developed without pressure peak. Likewise can be continued at the end of the positioning procedure with low brake pressure without pressure peak. This starting and braking without pressure peak cause that the pendelmasse can be softly accelerated and braked, so that the mass does not oscillate with the positioning procedure.

Tricks with constant speed of Fig. that as described

above, after the acceleration phase the operating pressure shows 20 is almost constant. Thus, according to the p-Q-diagram is in Fig. 13, a certain actuating pressure a flow rate and a certain turning work number of revolutions assigned from Fig. it is evident to 20 that with gradual increase of the actuating pressure  $p_y$  after an acceleration phase a sturdy high pressure and a stable number of revolutions adjust themselves. Thus the turning work can be led across the hand tax giver very directly.

Standing and starting at the slope tung given up, whereby the turning work is accelerated additionally slope downward.

During the new turning work price increase it acts around a hydrostatic drive in the closed circle with a variable flow pump and a fixed displacement hydraulic motor. The 5 control is in form of heading for equipment on the pump developed and by a hand tax giver one heads for hydraulically. The control contains hydromechanical pressure -, flow rate-and output regulator for the representation of the demanded functions.

The new turning work price increase combines the advantages of the throttle control during the fine control and the handling with the rotation with constant rotating speed with the advantages of the moment price increase with the utilization of energy and that achievement excavators.

In relation to the past moment price increase a substantially better controlling of the situation and the speed of the turning work is possible in the crane enterprise, since the rotating speed and not the torque 25 are given over the deflection of the hand tax giver. The controlling of the turning work when standing and starting at the slope is substantially more simply, there 30 kage of pump and engine, with hand tax giver-zero position the pump in zero position stands, and the turning work only by the internal Lek -, drifts. Brake pressures are possible with for achievement excavators between free-wheel and 400 bar.

In relation to both controls the achievement taken up by the turning work can be limited mechanically, hydraulically 35 or electrically steplessly.

#### Description (German)

i Beschreibung Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf eine hydraulische Steuerung und insbesondere auf eine hydraulische Steuerung für einen Bagger.

Hydraulische Steuerungen beispielsweise für Bagger sind in zahlreichen Ausgestaltungen bekannt Als Beispiele seien die US-Patente 4,210,061 und 4,481,770 genannt.

Obwohl diese Steuerungen im allgemeinen zufrieden- 10 stellend arbeiten, treten doch in einigen Bereiche Probleme auf.

Es ist daher die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Probleme des Standes der Technik zu überwinden und eine optimierte hydraulische Steuerung, insbeson- 15 dere für den Baggerbetrieb, vorzusehen.

Zur Losung dieser Aufgabe sieht die Erfindung die in den unabhängigen Ansprüchen genannten Massnahmen vor. Bevorzugte Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Insbesondere sieht die hydraulische Steuerung gemäss einem Aspekt der vorliegenden Erfindung neben einer vorzugsweise als LS-Pumpe ausgebildeten Arbeitspumpe eine davon unabhängige Drehwerkspumpe vor. Die Arbeitspumpe oder LS-Pumpe ist vorzugsweise eine 25 Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart im offenen Kreis. Sie wird vorzugsweise für den Fahr- und Baggerbetrieb eingesetzt. Die Drehwerkspumpe ist vorzugsweise eine Axialkolben-Regelpumpe in Schrägscheibenbauart im geschlossenen Kreis.

Gemäss einem weiteren Aspekt der Erfindung ist zur optimalen Ausnutzung der Dieselmotorleistung durch beide Pumpensysteme (Arbeits- und Drehwerkspumpe) über den gesamten Drehzahlbereich eine elektronische Grenzlastregelung vorgesehen. Diese Elektronik beinhaltet ausserdem die Modus- oder Betriebsarten (Fahren, Standard, Economy), eine Kontrolle der Hydrauliktemperaturen (Reduzierung der Leistung bei zu kaltem oder zu heissem Hydrauliköl), die Leerlaufautomatik und die Fahrpedalverriegelung (Tempomat). Eine An- 40 schlussmöglichkeit für ein Zentraldiagnosesystem ist vorhanden. Ferner ist eine mechanische Einrichtung für Notbetrieb vorgesehen.

Gemäss einem weiteren Aspekt der Erfindung weist die hydraulische Steuerung ein Ventilsteuerungssystem 45 die lastunabhängige Steuerung mit gleichzeitiger lastunabhängiger Mengenverteilung auf. Dadurch sind sämtliche Bewegungen jeglicher Verbraucher überlagerbar. Ferner ist eine Abstimmung der Ventilcharakteristik auf jeden Verbraucher möglich. Die Ventilsektio- 50 nen werden hydraulisch vorgesteuert.

Gemäss einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung ist eine lastunabhängige Steuerung vorgesehen.

Dabei bleibt der vom Bedienungsmann vorzunehmende Betätigungsweg an den Bedieneinrichtungen auch bei unterschiedlichen Lastdrücken gleich. Durch zusätzliche lastunabhängige Mengenverteilung werden die Geschwindigkeitsproportionen bei mehreren gleichzeitigen Bewegungen unabhängig vom Lastdruck beibehalten.

Gemäss einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung wird der erforderliche Steuerdruck bzw. das Steuerstromungsmittel für die Vorsteuereinheit von einer getrennten Bremspumpe geliefert und über einen Stromteiler abgezweigt.

Weitere Vorteile und Ziele der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nun folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnung.

Fig. 1 zeigt schematisch einen hydraulischen Schaltplan für eine Baggersteuerung gemäss der Erfindung.

Fig. 2 ist ein hydraulischer Schaltplan für eine Baggersteuerung in Ausführung der vorliegenden Erfindung.

Fig. 3 ist ein Ausschnitt aus Fig. 2 und zeigt den Antriebsmotor sowie die Arbeitspumpeneinheit und die Drehwerkspumpeneinheit.

Fig. 4 ist ein Ausschnitt aus Fig. 2 und zeigt den Drehwerksantrieb.

Fig. 5a und 5b sind Ausschnitte aus Fig. 2 und zeigen die Ventilsteuereinheit. Fig. 5b setzt die Fig. 5a auf der rechten Seite fort.

Fig. 6 ist ein Ausschnitt aus Fig. 2 und zeigt eine Ventilanordnung zum Abzweigen des von der Bremsanordnung kommenden Druckstromungsmittels für die hydraulische Bedienelemente-Vorsteuereinheit Fig. 7a und 7b sind Ausschnitte aus Fig. 2 und zeigen die hydraulische Vorsteuereinheit. Fig. 7b setzt die Fig. 7a auf der rechten Seite fort.

Fig. 8 ist ein hydraulischer Schaltplan einer alternativen Drehwerksteuerung etwa entsprechend Fig. 3.

Fig. 9 bis 11 sind Diagramme, die Kennlinien der Drehwerksteuerung darstellen.

Fig. 12 ist ein weiterer Hydraulikschaltplan für eine alternative Drehwerksteuerung.

Fig. 13 zeigt ein Kennfeld der Drehwerksteuerung im p-Q-Diagramm ähnlich wie Fig. 9.

Fig. 14 ist ein Diagramm, das die Blockkurve der Pumpensteuerung zeigt

Fig. 15 zeigt Messergebnisse beim Leistungsbaggern mit mittlerem Bremsdruck, und zwar den Druck auf den Leitungen A und B sowie die Drehzahl des Drehwerksmotors, jeweils gegen die Zeit Fig. 16 zeigt Messergebnisse beim Leistungsbaggern mit niedrigstem Bremsdruck (Freilauf), und zwar den Hochdruck auf den Leitungen A, B sowie den Steuerdruck Y, jeweils gegen die Zeit.

Fig. 17 zeigt Messergebnisse beim Leistungsbaggern mit Kontern (Gegensteuern).

Fig. 18 zeigt Messergebnisse ähnlich wie Fig. 15, jedoch beim Leistungsbaggern mit Leistungsbegrenzung. Fig. 19 zeigt Messergebnisse beim Feinsteuern, beispielsweise beim Positionieren einer Pendellast im 5 Kranbetrieb.

Fig. 20 zeigt Messergebnisse beim Drehen mit konstanter Geschwindigkeit.

Fig. 21 zeigt Messergebnisse beim Stehen am Hang, und Fig. 22 zeigt Messergebnisse beim Anfahren am Hang.

Wie in Fig. 1 gezeigt ist, treibt ein Antriebsmotor 1, beispielsweise ein Dieselmotor, mehrere Pumpen an. Der Antriebsmotor 1 ist vorzugsweise ein Dieselmotor 15 mit einer Nennleistung von 101 kW bei einer Nenndrehzahl von 2000 min<sup>-1</sup>.

Eine Pumpe 41 liefert Druck für eine Lenkvorrichtung des Fahrzeugs, die hier nicht dargestellt ist. Eine weitere Pumpe 37 liefert Druck für eine Bremsvorrichtung 20 tungssteuerung 38. Vorzugsweise besitzen die Pumpen 41 und 37 eine Förderleistung von 19 l/min, bzw. 38 l/min, bei der Nenndrehzahl des Antriebsmotors von 2000 Umdrehungen pro Minute. Die Pumpe 41 für die Lenkung könnte aber ebenfalls ein Fordervolumen von 25 38 l/min, besitzen.

Die Arbeitspumpe oder LS-Pumpe ist vorzugsweise eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart im offenen Kreis für Fahr- und Baggerbetrieb. Die Arbeitspumpe ist differenzdruckgeregelt, ihr maximaler Betriebsdruck ist vorzugsweise 320 bar, ihre maximale Fördermenge vorzugsweise 260 l/min. Die Pumpenleistung kann betriebsart- oder modeabhängig sein und je nach Einstellung 52,72 oder 101 kW betragen.

Ein Load-Sensing-System der Arbeitspumpe und des Fahrwerks bzw. der Werkzeuge weist das Merkmal der lastdruckunabhängigen Durchflussverteilung auf. Die lastdruckunabhängige Durchflussverteilung ist eine besondere Art der Load-Sensing-Steuerung. Sie ermöglicht eine vom momentanen Belastungszustand unabhängige, feinfühligste Steuerung der Verbraucherbewegungen.

Die vom höchsten Lastdruck (LS-Signal) angesteuerte Verstellpumpe stellt nur das Fordervolumen zur Verfügung, das über eine Messblende des Steuerblocks angefordert wird. Übersteigt der angeforderte Volumenstrom die maximale Pumpenfördermenge (z. B. beim Betätigen mehrerer Verbraucher), so wird der Pumpenvolumenstrom lastdruckunabhängig und proportional über die Messblendenquerschnitte den Verbrauchern zugeteilt.

Sind alle Verbraucher in Neutralstellung, fordert die Pumpe im Stand-By-Druck (ca. 20 bar) lediglich den Leckagestrom. Die LS-Leitung ist über einen 2-Wege-Stromregler zum Tank entlastet ( $Q_{\max} = 0,5 \text{ l/min.}$ ). Die Druckwaagen stehen über ihre Haltefeder in Schliessstellung und sind ebenfalls tankentlastet. Die Pumpe ist von den Verbrauchern getrennt. Unnötige Umlauf- und Drosselverluste werden vermieden.

Wird ein Verbraucher, beispielsweise der lasthöchste Verbraucher, betätigt, fließt der Ölstrom von der Pumpe über die Messblende, die nachgeschaltete Druckwaage und das Lasthalteventil zum Verbraucher. Für die LS-Meldung zum Differenzdruckregler der Pumpe wird der Druck vom Lasthalteventil verwendet. Durch diese Massnahme wird ein Ruckfallen der Last (durch Volumenentnahme aus der Verbraucherleitung) in die LS-Leitung bei feinfühligsten Bewegungen verhindert. Bei Erreichen des Lastdruckes öffnet das Lasthalteventil und der Verbraucher bewegt sich in die gewählte Richtung mit der durch die Messblende vorgegebenen Geschwindigkeit.

Wenn mehrere Verbraucher mit niedrigem Druckniveau in Parallelbetrieb betätigt werden, wird das höchste LS-Signal auf den Differenzdruckregler und auf alle Sektionsdruckwaagen gemeldet. Die Anordnung der Druckwaagen zwischen Messblende und Verbraucher gewährleistet gleichen Differenzdruck ( $\Delta p_2$ ) über alle Kolbenmessblenden. Der Differenzdruck ( $\Delta p_3$ ) zwischen den lasthöchsten und lastniedrigsten Verbrauchern wird an der Steuerkante der Druckwaage abgeregelt.

Bei Parallelbetrieb mit Untersättigung, d.h. wenn über die Kolbenmessblenden ein grosserer Volumenstrom  $Q$  angefordert als die Pumpe zur Verfügung stellen kann, reduziert sich das Regel- $\Delta p_2$  (Untersättigung) und der Differenzdruckregler geht in die Neutralstellung. Die LS-Regelfunktion der Pumpe ist ausser Kraft. Die Pumpe wird nur noch durch den Leistungsregler entsprechend der Leistungsvorgabe eingestellt. Die lastdruckunabhängige Durchflussverteilung wird bis zu einem minimalen  $\Delta p$  von ca. 3 bar aufrechterhalten.

Fahrt ein Verbraucher auf Anschlag, d. h. in die Endlage, spricht das LS-Druckbegrenzungsventil an und erfüllt eine Druckabschneidefunktion. Die Pumpe schwenkt auf Minimalschwenkwinkel und halt den Druckabschneidungswert konstant. Dabei wird nur das Leckol des Systems und der LS-Ausspeisestrom von ca. 0,5 l/min, sowie der Druckabschneidungsventilstrom bei 20 bar aufgebracht. Sind zusätzlich ein oder mehrere Verbraucher in Funktion, schwenkt die Pumpe aus. Das hierzu erforderliche  $\Delta p$  wird durch den über das Druckabschneidungsventil fliessenden Volumenstrom erzeugt. Der restliche zur Verfügung stehende Volumenstrom  $Q_R$ , der am Regelende der Leistungsvorgabe erreicht wird, kann lastdruckunabhängig und proportional im Verhältnis der Messblendenöffnungen verteilt werden. Somit ergibt sich die folgende Beziehung:  $P_{\text{verlust}} = (P_{\text{ssmax}} - P_{V2}) \times Q_2 + (P_{\text{ssmax}} - P_{V3}) \times Q_3$ . Die Arbeitspumpeneinheit 3 liefert Druckstromungsmittel an eine Ventilsteuereinheit 50 (vgl. weiterhin insbesondere Fig. 1), die das Druckstromungsmittel an die verschiedenen Verbraucher (schematisch bei 70 gezeigt) liefert. Die Ventilsteuereinheit 50 wird von einer Vorsteuereinheit 60 angesteuert. Der Betriebsdruck für die hydraulische Vorsteuereinheit 60 wird in einer Ventileinheit oder Steuerölversorgung 25 von einer von der Bremsanordnung 38 kommenden Leitung abgezweigt. Eine Steuerleitung verläuft auch von der Vorsteuereinheit 60 zu der Drehwerkspumpeneinheit 4 zur Steuerung davon.

Die in Fig. 1 mit 70 bezeichneten Verbraucher sind beispielsweise in Fig. 2 folgendermassen bezeichnet: Ausleger 12, Stiel 13, Löffel 14, hydraulisch verstellbarer Ausleger (VAH/HAB) 15, Hammer 16, Zusatzfunktion (Aux) 17, Fahrwerk 19, Unterwagenabstutzung 21 und Planierschild 22. Andere und weitere Funktionen sind möglich. Die besonders interessierenden Bereiche des in Fig. 2 dargestellten Hydraulikplans sind in grosserer Einzelheit in den Fig. 3 bis 7 gezeigt.

Fig. 3 zeigt den Dieselmotor 1 und die davon angetriebene Arbeitspumpe oder LS-Pumpe 3a in der Arbeitspumpeneinheit 3. Ferner ist in der Arbeitspumpeneinheit 3 eine Load-Sensing-Steuerung gezeigt, u. a. unter Verwendung von zwei 3/2-Proportional-Wegeventilen.

Ebenfalls gezeigt ist die Drehwerkspumpeneinheit 4, die auch die Steuerhydraulik für das Drehwerk 18 (Fig. 2 und 4) umfasst. Die nunmehr mit 400 bezeichnete Drehwerkspumpe besitzt Arbeitsanschlüsse A und B, die in Closed-Loop-Technik, d. h. in einem geschlossenen Kreis, mit dem Drehwerksmotor 18a (Fig. 4) verbunden sind.

Es folgt eine Funktionsbeschreibung der Drehwerkssteuerung für geschlossenen Kreislauf.

Die Steuerung ermöglicht die verlustfreie Ausnutzung des Antriebssystems sowohl für Beschleunigungs- als auch für Bremsvorgänge. In Abhängigkeit von dem vorgewählten Steuerdruck ( $Y_1$ ,  $Y_2$ ) ergeben sich die Forderrichtung der Pumpe und die P-Q-Kennlinie der Steuerung und damit die Grösse und Richtung von Drehmoment und Drehzahl des Hydromotors (Konstantmotor 18a, vgl. Fig. 4). Die Änderung des Steuerdruck erfolgt stufenlos (vgl. Fig. 911).

Die Richtung und die Grösse des Volumenstroms der Pumpe ist abhängig vom Steuerdruck ( $Y_1$ ,  $Y_2$ ) und vom Pumpendruck ( $p$ ). Steigender Steuerdruck erhöht die Pumpenmenge, steigender Pumpendruck reduziert die Pumpenmenge. Im Blockzustand ( $V_g = 0$ ) ist die Pumpendruck proportional zum Steuerdruck.



Durch Begrenzung des maximalen Steuerdrucks (Y1, Y2) am Leistungsventil wird die höchste p-Q-Kennlinie und damit die angenähert maximale Leistung eingestellt. Durch stufenlose Änderung für das Leistungsventil oder durch Schaltung von Druckstufen können mehrere Leistungsniveaus angesteuert werden (Leistungsmoden).

Bezüglich des Bremsverhaltens ist einerseits dynamisches Bremsen bei Neutralstellung des Steuerhebels bzw. dynamisches Bremsen durch Kontern oder Gegensteuern des Steuerhebels und andererseits ein statisches hydraulisches Haltemoment bei Neutralstellung des Steuerhebels vorgesehen.

Bei Steuerdruck  $Y1 = Y2 = 0$  erfolgt über den Pumps pendruck geregelte Ruckschwenkung der Pumpe durch das Bremsventil. Der gewünschte Bremsdruck kann am Bremsventil stufenlos bis zum Maximalwert, der durch Einstellung der Druckabschneidung erhalten wird, eingestellt werden. Vorzugsweise ist der Bremsdruck zwischen ca. 80 bar und ca. 200 bar bei einem Maximaldruck von 315 bar. Beim dynamischen Bremsen durch Kontern des Steuerhebels ist der Bremsdruck ab dem oben genannten Bremsdruck bis zum Maximaldruck proportional zu der Steuerhebelstellung, d. h. zum Steuerdruck.

Beispielsweise bei Schraglage des Baggers kann der sich daraus ergebende hydraulische Stützdruck die Pumpe nicht aus der Nulllage aussteuern. Bis zum Maximaldruckwert, der durch Druckbegrenzungsventile bestimmt wird, kann sich der Hydromotor 18a hydraulisch an der Pumpe 300 abstützen.

Zur Steuerung der Drehwerkspumpe 400 wird durch die Vorsteuereinheit 60 an den mit Y1 (①) und Y2 (②) bezeichneten Steuereingängen Druck angelegt. Je nachdem, an welchem der Anschlüsse Y1, Y2 der Druck grösser ist, schaltet ein über Leitungen 403, 405 dazwischen angeordnetes Wechselventil 402 und leitet den höheren Druck an eine Drossel 404 weiter. Auch von den Steuereingängen Y1, Y2 her läuft das Stromungsmittel über Leitungen 403, 405 zu Drosseln 406, 408, nach denen wiederum ein Wechselventil 410 zwischen den Steuerleitungen angeordnet ist. Das Wechselventil 410 dient zur Leistungsbegrenzung und besitzt zwei Abströme, von denen einer über den Anschluss Y3 zu einem Druckbegrenzungsventil zur Leistungsbegrenzung (in Fig. 3 nicht gezeigt) geführt ist, und wobei der andere Abstrom zu einem später noch zu beschreibenden Bremsventil 412 führt.

Von den Drosseln 406, 408 gehen Leitungen 407 und 409 zu einem federzentrierten 4/3-Proportional-Wegeventil 414 zu dessen Verstellung. Ebenfalls zur Verstellung des Ventils 414 sind Steuerleitungen 416 bzw. 418 von den Arbeitsleitungen oder Anschlüssen A bzw. B über Anschlüsse MA bzw. MB als Hochdruck-Rückführung zum Ventil 414 geführt. Das Wegeventil 414 steuert die Verstellung der Schlagscheibe der Drehwerkspumpe 400 über einen Verstellzylinder 420, von dem eine mechanische Rückführung 422 zurück zu dem Wegeventil 414 verläuft.

so Zwischen den Arbeitsleitungen A und B sind zwei Hochdruck-Einspeiseventile 424 und 426 zur Hochdruckabsicherung (vorzugsweise 380 bar) vorgesehen. Diese Ventile 424 und 426 sind spiegelbildlich angeordnet und bestehen jeweils aus einem Ruckschlagventil und einem dazu parallel geschalteten, direkt wirkenden Druckbegrenzungsventil.

Eine weitere Pumpe 401, die auch vom Antriebsmotor 1 angetrieben wird und in der Drehwerkspumpeneinheit 4 angeordnet ist, dient zum Ausgleich von Leckage im eo (geschlossenen) Hydraulikkreis des Drehwerks 18. Die Pumpe 401 pumpt Hydrauliköl über einen vorzugsweise externen Filter 5 (Anschlüsse Fe und Fa), zu dem ein Druckbegrenzungsventil 430 parallel geschaltet ist. Nach dem Filter 5 wird das Stromungsmittel zu einem es Speisedruckbegrenzungsventil 432 geführt, das vorzugsweise auf 25 bar eingestellt ist. Der Ausgleich von Leckage erfolgt einerseits in die Hochdruck-Arbeitsleitungen A, B durch Einspeisung zwischen den beiden Hochdruck-Einspeiseventilen 424, 246 und andererseits über eine Drossel 428 zu einem Anschluss des 4/3-Wegeventils 414, der auch mit der Drossel 404 verbunden ist.

Von der Drossel 404 ist ebenfalls eine Leitung 411 zu einer Druckabschneidungsanordnung 434 geführt. Die Druckabschneidungsanordnung 434 erfüllt die oben beschriebene Funktion der Druckabschneidung, und zwar vorzugsweise bei einem Maximaldruck von 320 bar. Die Druckabschneidungsanordnung 434 besteht aus einem Wechselventil 436 mit zwei Abströmen, von denen einer 10 ein einstellbares, federvorgespanntes Druckbegrenzungsventil 438 steuert. Der andere Abstrom des Wechselventils 436 ist zu dem Bremsventil 412 geführt. Die Abströme der Wechselventile 410 und 436 wirken gegeneinander auf das als Druckbegrenzungsventil ausge- 15 bildete Bremsventil 412. Das Bremsventil 412 ist in beide Verstellrichtungen einstellbar federvorgespannt. Die zu steuernde Leitung 413 des Bremsventils 412 ist von dem Pumpenverstellzylinder 420 über das 4/3-Wegeventil 414 zum Bremsventil 412 geführt. Die Niederdruckseite 20 des Bremsventils 412 ist zum Tank geführt.

Die mit A und B gekennzeichneten Anschlüsse sind mit den Arbeitsanschlüssen der Drehwerkspumpe 400 (Fig. 3) verbunden, um einen geschlossenen Kreis zu bilden.

Ferner sind vorzugsweise für den Stiel und/oder den hydraulisch verstellbaren Ausleger Absinksperrventile 9 bzw. 10 vorgesehen.

In Fig. 6 ist die Steuerölversorgung dargestellt mit 55 einem Mengenteiler 25a für die Vorsteuerung und Proportionalventilen für Grenzlastregelung. Vom Anschluss N der Bremsventilanordnung (Fig. 2) wird Druckstromungsmittel zum Anschluss P der Steuerölversorgung 25 (Fig. 7) geleitet. Das in dem Mengenteiler 250 in einer Menge von vorzugsweise 15 l/min abgezweigte Druckstromungsmittel wird an ei-5 nem einstellbaren Druckbegrenzungsventil 251 (vorzugsweise 30 + 2 bar) vorbei und durch einen Filter 252 sowie durch ein Rückschlagventil 253 geleitet, um dann durch ein elektrisch betätigtes bzw. federvorgespanntes 3/2-Wegeventil 255 zum Anschluss AI und schliesslich zu der Vorsteuereinheit 60 (Fig. 2) geführt zu werden. Das Druckstromungsmittel hierfür stammt von der Bremspumpe 37 (Fig. 2), die bei der Nenndrehzahl des Antriebsmotors von 2000 min<sup>-1</sup> eine Förderleistung von 38 l/min besitzt. Da nur 15 l/min für die Vorsteuereinheit 60 benötigt werden, ist eine ausreichende Versorgung selbst bei Leerlaufdrehzahl des Motors gesichert.

Die Fig. 7a und 7b zeigen die Vorsteuereinheit 60 in Einzelheiten. Die Vorsteuer- oder Bedienelemente sind hier das rechte und das linke Vorsteuergerät (Joystick) 27 bzw. 28, das Fahrpedal 29, das Auslegerverstellpedal (VA-Pedal) 30, das Vorsteuergerät 31 für den Hammer

und das Vorsteuergerät 32 für das Planierschild und/ oder die Abstützung.

Fig. 8 ist eine ähnliche Darstellung wie Fig. 3, wobei in Fig. 8 der Dieselmotor 1 jedoch nicht dargestellt ist. Anders als in Fig. 3 ist auch am Druckanschluss B der Arbeitspumpeneinheit 3 eine Messblende vorgesehen. Ferner ist gezeigt, dass die Steuerleitung am Steuerausgang Y3 der Drehwerkspumpeneinheit 4 zu einem Druckbegrenzungsventil zur Leistungsbegrenzung geführt ist.

Fig. 8 entspricht ansonsten im wesentlichen der Fig. 3 weshalb auf genauere Beschreibung hier verzichtet wird und auf die obige Beschreibung der Fig. 3 verwiesen wird.

Fig. 9 bis 11 zeigen Diagramme, die p-Q-Kennlinien in Abhängigkeit vom Steuerdruck darstellen.

Für eine Drehwerksteuerung ergeben sich folgende wesentliche Betriebszustände: Leistungsbaggern (hohe Umschlagleistung) Beschleunigen (Grosssignalbereich, Kleinsignalbereich) Bremsen (Grosssignalbereich, Kleinsignalbereich) Kontern (Gegensteuern über den Handsteuergeber) Feinsteuern (Kranbetrieb, Positionieren, Grabenziehen) Drehen mit konstanter Geschwindigkeit Stehen und Anfahren am Hang.

Aus diesen Betriebszuständen ergeben sich die Forderungen an ein Baggerdrehwerk. Beim Umschlagen eines Schuttgutes oder beim Beladen eines LKW soll möglichst viel Masse in einer bestimmten Zeiteinheit umgeschlagen werden, d.h. es soll eine grosse Umschlagsleistung erzielt werden. Dieser Betriebszustand wird im weiteren als Leistungsbaggern bezeichnet. Der Ablauf beim Leistungsbaggern ist folgendermassen: Über den Handsteuergeber wird zunächst maximal beschleunigt bis das Drehwerk die maximale Drehgeschwindigkeit erreicht hat. Danach wird der Handsteuergeber losgelassen und das Drehwerk soll hydraulisch, automatisch möglichst verlustfrei aber definiert gebremst werden, damit kein verschleissbehaftete mechanische Bremse benötigt wird. Für das Leistungsbaggern 5 muss das Drehwerk somit stark beschleunigt, definiert, gebremst und gekontert werden können.

Für Rohrverlegearbeiten oder beim Grabenziehen muss das Drehwerk feinsteuerbar sein. Feinsteuern bedeutet, dass eine Position exakt und ruckfrei angefahren werden kann. Für manche Aufgaben ist wünschenswert, dass das Drehwerk mit einer konstanten Geschwindigkeit dreht, die kleiner als die Maximaldrehzahl ist.

Die Forderungen, die beim Leistungsbaggern gestellt werden, sind teilweise gegenläufig zu den Forderungen, die beim Feinsteuern an eine Steuerung gestellt werden. Das hat zur Folge, dass sich Steuerungs- und Schaltungskonzepte für das eine oder das andere besser eignen, oder dass die Anforderungen, die an ein Steuerungskonzept gestellt werden, das alle Forderungen erfüllt, sehr hoch sind.

Eine Drosselsteuerung bietet aufgrund der Volumenstromsteuerung Vorteile bei der Feinsteuerung. Sie hat jedoch beim Leistungsbaggern aufgrund der grossen Volumenströme beim Beschleunigen prinzipbedingt grosse Druckverluste in den Ventilen, die zu Energieverlusten und geringerer Umschlagsleistung führen. Beim Bremsen und Kontern fliessen grosse Volumenströme über die Druckbegrenzungsventile und produzieren grosse Warmemengen, die abgeführt werden müssen.

Eine Momentensteuerung bietet Vorteile beim Leistungsbaggern, da

verlustfrei mit maximalem Moment beschleunigt und verlustfrei mit definiertem Moment gebremst werden kann. Sie hat jedoch Nachteile beim Feinsteuern, da über den Handsteuergeber das Drehmoment und nicht die Drehgeschwindigkeit gesteuert wird. Es muss beim definierten Übergang zwischen Beschleunigen und Bremsen die Nullstellung des Handsteuergebers durchfahren werden, was zum einen grosse Wege am Handsteuergeber und zum anderen je nach 45 Bremsdruckeinstellung ein Ansprechen des Bremsventils bedeutet.

**Drehwerksteuerung** Die neue Drehwerksteuerung DW arbeitet wie die 50 Momentensteuerung im geschlossenen Kreislauf. Die spezifischen Merkmale der neuen Drehwerksteuerung werden anhand des Schaltplans in Fig. 12 erläutert.

**Druckabschneidung (1)** Die Pumpe besitzt eine Druckabschneidung, über die der maximale Beschleunigungs- und Bremsdruck und somit auch das maximale Beschleunigungs- und Bremsmoment begrenzt werden, ohne dass die Hochdruckventile ansprechen. Dadurch ergibt sich beim Leistungsbaggern wie bei der Momentensteuerung ein guter Wirkungsgrad und das System heizt sich nicht zusätzlich auf.

Die Druckabschneidung besteht aus einer Vordrossel und einem Ventil und arbeitet ähnlich wie ein Druckregler. Beim Ansprechen der Druckabschneidung öffnet das Ventil (1), wodurch der Versorgungsdruck des Stell- Systems abgesenkt wird. Dadurch schwenkt die Pumpe soweit zurück, dass der eingestellte Solldruck gerade gehalten wird.

**Bremsventil (2)** für dynamisches Bremsen Zur Regelung des Bremsdruckes bzw. Bremsmomentes beim Leistungsbaggern besitzt die Steuerung ein Bremsventil. Der Bremsdruck ist an diesem Ventil zwischen ca. 350 bar und ca. 80 bar einstellbar. (Der minimale Bremsdruck ist jedoch von der Drehmasse des Baggers und der Hydromotorgrosse abhängig). Dieses Bremsventil ist nur in Funktion, wenn der Steuerdruck null ist, d. h. wenn der Handsteuergeber losgelassen ist. **4/3 Wegeventil (3)** mit mechanischer Ruckführung des Stellkolbenweges Für die Feinsteuerung, das Drehen mit konstanter Drehgeschwindigkeit und das Stehen am Hang ist eine hydraulisch ansteuerbare Volumenstromregelung verantwortlich, die aus einem 4/3 Wegeventil mit mechanischer Lageregelung des Stellkolbenweges besteht.

**Hochdruck-Ruckführung (4)** **Leistungsbegrenzungsventil (5)** Die Steuerung besitzt einen Anschluss Y3, an den ein Druckbegrenzungsventil (5) angeschlossen werden kann. Über dieses Druckbegrenzungsventil kann der Steuerdruck, und damit die von der Drehwerkspumpe maximal aufgenommene Leistung begrenzt werden. Wenn hier ein mechanisch einstellbares Druckbegrenzungsventil verwendet wird, kann über eine Einstellschraube die maximal aufgenommene Leistung eingestellt werden. Wird ein elektrisch stetig einstellbares Druckbegrenzungsventil verwendet, kann die aufgenommene Drehwerkleistung, über eine Elektronik gesteuert, entsprechend dem unterschiedlichen Leistungsbedarf verändert werden. Zur Realisierung von Leistungsmoden kann zwischen verschiedenen Druckeinstellungen, also verschiedenen Leistungseinstellungen hin- und hergeschaltet werden.

**Arbeitsweise der Drehwerksteuerung im p-Q-Diagramm der Pumpe** Welche Betriebszustände mit einer Drehwerksteuerung realisiert werden können, kann anschaulich in einem p-Q-Diagramm (Hochdruck-Volumenstrom-Diagramm), wie in Fig. 13 dargestellt, erläutert werden. Auf der Abszisse ist der

auf den maximalen Volumenstrom normierte Volumenstrom der Pumpe bei konstanter es Pumpendrehzahl aufgetragen. Auf der Ordinate ist der Lastdruck an der Pumpe aufgetragen.

Dadurch ergibt sich ein Diagramm mit 4 Quadranten, in denen die Steuerung arbeitet. Die Quadranten sind (1) Beschleunigen rechts, (2) Bremsen rechts, (3) Beschleunigen links, (4) Bremsen links.

Durch die Hochdruck- und Stellkolbenwegrueckfuehrung ergeben sich bei der neuen Drehwerksteuerung DW, wie im ersten Quadranten dargestellt, beim Be- 5 schleunigen mit konstantem Steuerdruck abfallende Geraden. Die Steigung der Geraden ist konstruktiv auf ca. 45 Grad festgelegt.

Wie im zweiten Quadranten dargestellt, ergeben sich fuer bestimmte Bremsdruckeinstellungen Parallelen zur 10 Abszisse wie bei der Momentensteuerung. Hier sind jedoch hoehere Bremsdrucke bis ca. 350 bar moeglich. Im dritten Quadranten verhaelt sich die Steuerung aquivalent zum ersten Quadranten, und im vierten Quadranten aquivalent zum zweiten Quadranten.

Das Leistungsbaeggern Beim Beschleunigen wird die Steuerung ueber den Handsteuergeber zunachst mit dem maximalen Steuer- 20 druck beaufschlagt.

Die Pumpe schwenkt schnell aus null aus und baut den an der Druckabschneidung eingestellten maximalen Beschleunigungsdruck von 400 bar auf (s. Fig. 13, Punkt a)). Dadurch beschleunigt das Drehwerk mit dem maxi- 25 malen Drehmoment bis die Pumpe soweit ausgeschwenkt ist, dass die fuer das Drehwerk maximal zur Verfuegung gestellte Leistung erreicht (s. Fig. 13, Punkt b)). Die Steuerung reduziert dann automatisch die Schwenkgeschwindigkeit so, dass der Beschleunigungs- 30 druck entsprechend der Geraden c) (Fig. 13) abnimmt, wodurch die aufgenommene Leistung naehrungsweise konstant bleibt.

Zum Bremsen des Drehwerks nach dem Beschleunigungsvorgang gibt es drei Moeglichkeiten: Bremsen durch langsames Zuruecknehmen des Handsteuergebers automatisches Bremsen ueber das Bremsventil durch Loesslassen des Handsteuergebers Kontern = Gegensteuern ueber den Handsteuergeber.

ren als Abregelkennlinien bezeichnet werden. Ueber die konstruktive Auslegung des Ansteuergerates ist die Steigung dieser Abregelkennlinien auf 45 Grad festgelegt. Dadurch entsprechen diese Abregelkennlinien bei konstanter Pumpendrehzahl naehrungsweise einer bestimmten Leistung, die die Pumpe aufnimmt. Somit kann durch Begrenzung des Steuerdruckes die von der Pumpe aufgenommene Leistung begrenzt werden. Ueber das oben erlauterte Druckbegrenzungsventil kann so die von der Pumpe aufgenommene Leistung auf die durch die Gerade c) angenaehrte Leistung begrenzt werden.

Das Feinsteuern und Drehen mit konstanter Geschwindigkeit Das Feinsteuern, also das Positionieren und der Kranbetrieb, spielt sich hauptsachlich zwischen +/- 150 bar und +/- 0,25 Qp/Qpmax ab, wie in Fig. 13 dargestellt (gerasterter Bereich). Zum Anfahren kann der Beschleunigungsdruck ueber den Steuerdruck feinfuehlig aufgebaut werden. Durch die Volumenstromregelung der Pumpe kann die Drehgeschwindigkeit genau gesteuert werden, wodurch das Drehwerk genau und ruckfrei positioniert werden kann. Beim Feinsteuern ist das Bremsventil ausser Funktion. Durch diese Charakteristik wird auch erreicht, dass ueber die Verstellgeschwindigkeit des Handsteuergebers die Beschleunigung (Beschleunigungsdruck) und Verzoeigerung (Bremsdruck) fein dosiert werden

können, wie bei einer Drosselsteuerung. Beim Drehen mit konstanter Geschwindigkeit nach der Beschleunigungsphase ist der Arbeitsdruck nahezu konstant, entsprechend der Geraden e) (Fig. 13). In diesem Betriebszustand entspricht die Drehgeschwindigkeit einem bestimmten Steuerdruck und somit einer bestimmten Auslenkung des Handsteuergebers. Wenn der Lastdruck grösser wird, muss der Handsteuergeber, damit die Drehgeschwindigkeit konstant bleibt, entsprechend weiter angesteuert werden. Wird der Lastdruck geringer, muss der Handsteuergeber zurückgenommen werden, ähnlich wie bei einer Drosselsteuerung.

Stehen und Anfahren am Hang Beim Leistungsbaggern wird meist automatisch durch Loslassen des Handsteuergebers gebremst. Die Pumpe bremst dann über das Bremsventil verlustfrei durch gesteuertes Ruckschwenken der Pumpe. Beim Bremsvorgang arbeitet die Pumpe im Motorbetrieb und stützt sich auf den Dieselmotor ab, oder sie treibt die anderen Pumpen an. Die Leistungsbegrenzung durch die Ruckführung der Pumpenauslenkung und des Hochdruckes ergeben sich für einen konstanten Steuerdruck die im ersten und dritten Quadranten dargestellten abfallenden Geraden (s. Fig. 13), die im weiten - Wie erwähnt ist ein weiterer wichtiger Punkt beim Tezustand ist die Pumpe nahezu in Nullstellung. Sie muss jedoch die interne Leckage von Pumpe und Motor decken.

Zum ruckfreien Anfahren am Hang nach oben und unten muss der Halte- und Anfahrdruck gut dosierbar erhöht und abgesenkt werden können. Dies wird durch die in Fig. 14 dargestellte Blockkurve erreicht. Diese Blockkurve beschreibt unter anderem das Anfahrverhalten des Antriebs bei belastetem Motor. Aus dieser Messkurve ist ersichtlich, dass über den am Handsteuergeber aufgebrauchten Steuerdruck der Hochdruck mit guter Auflösung gesteuert werden kann. Beim Anfahren am Hang nach oben muss durch Erhöhen des Steuerdruckes zunächst der Haltedruck überwunden werden, bevor sich das Drehwerk bewegt. Dieses Verhalten entspricht jedoch dem einer Drosselsteuerung. Beim Anfahren am Hang nach unten muss, je nach Steigung und gewünschter Geschwindigkeit, entweder der Haltedruck zunächst langsam abgebaut werden, oder es kann gleich ein Beschleunigungsdruck hangabwärts aufgegeben werden.

Entscheidend für die gute Dosierbarkeit des Blockdrucks und der Feinsteuerung ist, dass der Steuerdruckbereich des Handsteuergebers auch den Steuerdruckbereich des Ansteuergerätes so abgestimmt ist, dass die Auflösung des Steuerdruckes am Handsteuergeber den Feinsteuerbereich des Ansteuergerätes optimal ausnutzt. Fig. 15 bis 18 zeigen Messresultate zum Leistungsbaggern. Wie bereits beschrieben, kann das Drehwerk auf drei verschiedene Arten gebremst werden. Beim Leistungsbaggern wird entweder durch das Loslassen des Handsteuergebers automatisch über das Bremsventil oder durch Kontern gebremst.

Fig. 13 zeigt einen Arbeitszyklus eines Baggers mit vollem Löffel, wie er beim Beladen eines LKW auftritt. Hier wurde das Bremsventil auf einen mittleren Bremsdruck von ca. 160 bar eingestellt. Mit dieser Einstellung kann mit einem voll beladenen Löffel entsprechend 20 Fig. 15 voll beschleunigt und automatisch gebremst werden. Beim Beschleunigen und beim Bremsen treten bei dieser Einstellung keine Schlagen im Zahnkranz auf und es fällt auch kein Schuttgut vom Löffel, da keine Druckspitzen auftreten.

Ein Drehzyklus rechts bzw. links läuft entsprechend Fig. 15 folgendermassen ab: Durch volles Auslenken des Handsteuergebers wird das Drehwerk mit vollem Druck, hier 375 bar, beschleunigt. Dieser

Beschleunigungsvorgang dauert ca. 3,2 sec. Am Ende des Beschleunigungsvorgangs hat das Drehwerk konstante maximale Drehgeschwindigkeit und der Druck fällt je nach Drehwiderstand auf einen Wert zwischen 60 und 100 bar ab. Wird dann in entsprechendem Abstand vor dem Ziel der Handsteuergeber losgelassen, bremst die 35 Steuerung über das Bremsventil automatisch mit einem mittleren Bremsdruck von ca. 160 bar ab. Dieser Bremsvorgang dauert ca. 5,4 sec. Das Drehen in die andere Richtung läuft entsprechend ab.

Wie bereits erwähnt, kann der Bremsdruck stufenlos zwischen Freilauf und ca. 350 bar eingestellt werden. Wird das Bremsventil auf minimalen Bremsdruck eingestellt, läuft das Drehwerk nach dem Loslassen des Handsteuergabers entsprechend Fig. 16 mit einem Bremsdruck von ca. 50 bar über 17,5 sec aus.

Wird das Drehwerk, wie in Fig. 17 dargestellt, nach dem Beschleunigungsvorgang durch Kontern abgebremst und wieder beschleunigt, so ergibt sich beim Bremsen der an der Druckabschneidung eingestellte maximale Bremsdruck von hier 400 bar. Wie in Fig. 17 50 zu entnehmen ist, dauert der Beschleunigungsvorgang ca. 3,6 sec und der Bremsvorgang ca. 2,3 sec. Das Drehwerk kann so in relativ kurzer Zeit ohne Ansprechen der Sicherheitsventile verlustfrei abgebremst werden. Auch beim Kontern wird der Bremsvorgang trotz des 55 hohen Bremsdruckes relativ weich ohne Schlage im Drehkranz eingeleitet, so dass möglichst wenig Schuttgut herunterfällt.

Fig. 18 zeigt einen Arbeitszyklus des Leistungsbaggers mit Leistungsbegrenzung, wie oben beschrieben, wo der Bremsdruck am Bremsventil auf ca. 160 bar eingestellt ist. Wie oben beschrieben, wird über das Ansteuergerät die von der Pumpe aufgenommene Leistung begrenzt, was dazu führt, dass nicht mehr wie in Fig. 15 mit konstantem Druck beschleunigt wird. Diese Leistungs- bzw. Druckabsenkung führt dazu, dass der Beschleunigungsvorgang von 3,2 sec um 2,8 sec auf 6 sec verlängert wird. Der Bremsvorgang, der über das Bremsventil geregelt wird, bleibt von dieser Leistungsbegrenzung unbeeinflusst.

Messergebnisse beim Feinsteuern Zur Überprüfung der Feinsteuerung wurde eine Masse von 750 kg über ein 2m langes Seil am Baggerlöffel befestigt. Dieser Aufbau entspricht den Verhältnissen bei Rohrverlegearbeiten. Fig. 19 zeigt, dass beim Anfahren über den Steuerdruck der Hochdruck dosiert und ohne Druckspitze aufgebaut werden kann. Ebenso kann am Ende des Positioniervorgangs mit niedrigem Bremsdruck ohne Druckspitze angehalten werden. Dieses Anfahren und Bremsen ohne Druckspitze bewirkt, dass die Pendelmasse weich beschleunigt und gebremst werden kann, so dass die Masse beim Positioniervorgang nicht pendelt.

Drehen mit konstanter Geschwindigkeit Fig. 20 zeigt, dass wie oben beschrieben, nach der Beschleunigungsphase der Arbeitsdruck nahezu konstant ist. Somit ist, entsprechend dem p-Q-Diagramm in Fig. 13, einem bestimmten Steuerdruck ein Volumenstrom und eine bestimmte Drehwerksdrehzahl zugeordnet. Aus Fig. 20 ist ersichtlich, dass sich bei stufenweiser Erhöhung des Steuerdruckes  $p_y$  nach einer Beschleunigungsphase ein stabiler Hochdruck und eine stabile Drehzahl einstellen. Dadurch kann das Drehwerk über den Handsteuergeber sehr direkt geführt werden.

Stehen und Anfahren am Hang            tung aufgegeben, wodurch das Drehwerk zusätzlich hangabwärts beschleunigt wird.

Bei der neuen Drehwerksteuerung handelt es sich um einen hydrostatischen Antrieb im geschlossenen Kreis mit einer Verstellpumpe und einem Konstantmotor. Die Steuerung ist in Form eines Ansteuergerätes auf die Pumpe aufgebaut und wird von einem Handsteuergeber hydraulisch angesteuert. Die Steuerung enthält hydromechanische Druck-, Volumenstrom- und Leistungsregler zur Darstellung der geforderten Funktionen.

Die neue Drehwerksteuerung vereinigt die Vorteile der Drosselsteuerung bei der Feinsteuerung und dem Handling beim Drehen mit konstanter Drehgeschwindigkeit mit den Vorteilen der Momentsteuerung bei der Energieausnutzung und dem Leistungsbaggern.

Gegenüber der bisherigen Momentsteuerung ist eine wesentlich bessere Steuerung der Lage und der Geschwindigkeit des Drehwerks im Kranbetrieb möglich, da die Drehgeschwindigkeit und nicht das Drehmoment über die Auslenkung des Handsteuergabers vorgegeben wird. Die Steuerung des Drehwerks beim Stehen und Anfahren am Hang ist wesentlich einfacher, da bei Handsteuergeber-Nullstellung die Pumpe in Nullstellung steht, und das Drehwerk nur durch die innere Leckage von Pumpe und Motor driftet. Es sind Bremsdrücke beim Leistungsbaggern zwischen Freilauf und 400 bar möglich.

Gegenüber beiden Steuerungen kann die vom Drehwerk aufgenommene Leistung mechanisch, hydraulisch 35 oder elektrisch stufenlos begrenzt werden.

#### Claims (English machine translation)

1. Hydraulic control, in particular for 40 excavators marked by several hydraulic consumers, as for example chassis (19), turning work (18), arm (12), handle (13) and spoon (14), by the fact that beside a work pump (300) in the open circle for drive - and dredging 45 a turning work pump (400), independent of it, in the closed circle for the turning work drive is intended.
2. Hydraulic control in accordance with requirement 1, by it characterized that the work pump (300) 50 load-sensing-or LS-pump is, in particular an axial-piston pump in swash plate design.
3. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that the 55 turning work pump (400) axial pistons-variable capacity pump in swash plate design is.
4. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that for the drive of the work pump (300) and the truck-EO work-pumps (400) a diesel engine (1) is used.
5. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that for the optimal utilization of the diesel engine achievement it by both pump systems (work-and turning work pump) over the entire speed range an electronic grenzlastregelung is intended.
6. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that a valve gear system (50) is intended for control independent of load with simultaneous quantity distribution independent of load.
7. Hydraulic control in accordance with one of the



previous requirements, thereby marked that with reaching the maximum operating pressure the work pump (300) and/or the turning work pump (400) is reset, i.e. the swash plate is tilted back, whereby energy dissipation is prevented, when simultaneous holding the pressure (pressure cutting). 9. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, thereby characterized that a control independent of load is intended, with which the operation stroke which can be made in the control mechanisms (60) also with different load pressures remains alike. 10. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that a quantity distribution independent of load is intended, whereby the speed proportions are maintained with several simultaneous movements independently of the load pressure. 12. Hydraulic control in accordance with requirement 11, by the fact characterized that the constant brake torque is reached by means of a brake valve (412) for the controlling of the turning work pump (400) and can at the brake valve (412) be adjusted. 14. Hydraulic control in accordance with one of the previous requirements, by the fact characterized that the necessary actuating pressure and/or the tax flow means for the vat unit (60) of a separate brake pump (37) is supplied and branched off over a flow divider (250). 16. Hydraulic control in accordance with requirement 15, by the fact characterized that the constant brake torque is reached by means of a brake valve (412) for the controlling of the turning work pump (400) and can at the brake valve (412) be adjusted. 18. Hydraulic systems closed circle 10 with a hydraulic possessing a changeable displacement pump, which is suitable a system pressure to plan and with a hydraulic engine in are flowmoderate-15 fertilize stands, is suitable with a load to be connected and pumping expensive means for the control the displacement of the pump and furthermore with brake tax proceeds, which can work in connection with the pumping expensive means, over 20 a braking force for the engine plan for the controlling of the delay rate or-speed. 19. Hydraulic system according to requirement 17, by the fact characterized that brake tax proceeds respond to the pressure, which is produced by the engine 25 during the delay in the closed circle. 20. To steer hydraulic system according to requirement 18 or 19, by the fact characterized that the pumping expensive means of flow tax proceeds (414) exhibit the displacement of the pump around 30 to steer, and whereby brake tax proceeds bypass tax proceeds (412) and on pressure responding means (416,418) exhibit, the two are operationally associated with flow tax proceeds around the Aende-35 rungsrate or rate of change of the pump displacement. 21. Hydraulic system according to requirement 19, by the fact characterized that those steer bypass-tax proceeds the discharge opening current of flowtaxwith-40 teln (414) due to the system pressure. 22. Hydraulic system according to requirement 20 or 21, by the fact characterized that those bypass tax proceeds by an external signal are adjustable, which opposite to the system pressure arbei-45 tet.

#### Claims (German)

1. Hydraulische Steuerung, insbesondere für einen 40 Bagger mit mehreren hydraulischen Verbrauchern, wie beispielsweise Fahrwerk (19), Drehwerk (18), Ausleger (12), Stiel (13) und Löffel (14), dadurch gekennzeichnet, dass neben einer Arbeitspumpe (300) im offenen Kreis für Fahr- und

Baggerbetrieb 45 eine davon unabhängige Drehwerkspumpe (400) im geschlossenen Kreis für den Drehwerksantrieb vorgesehen ist.

2. Hydraulische Steuerung gemäss Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Arbeitspumpe (300) 50 eine Load-Sensing- oder LS-Pumpe ist, und zwar insbesondere eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart.

3. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die 55 Drehwerkspumpe (400) eine Axialkolben-Regelpumpe in Schrägscheibenbauart ist.

4. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zum Antrieb der Arbeitspumpe (300) und der Drehwerkspumpe (400) ein Dieselmotor (1) verwendet wird.

5. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur optimalen Ausnutzung der Dieselmotorleistung es durch beide Pumpensysteme (Arbeits- und Drehwerkspumpe) über den gesamten Drehzahlbereich eine elektronische Grenzlastregelung vorgesehen ist.

6. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ventilsteuerungssystem (50) vorgesehen ist zur lastunabhängigen Steuerung mit gleichzeitiger lastunabhängiger Mengenverteilung.

7. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bei Erreichen des maximalen Betriebsdruckes die Arbeitspumpe (300) bzw. die Drehwerkspumpe (400) zurückgestellt wird, d. h. die Schrägscheibe wird zurückgeschwenkt, wodurch Verlustleistung verhindert wird, und zwar bei gleichzeitigem Halten des Druckes (Druckabschneidung).

9. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine lastunabhängige Steuerung vorgesehen ist, bei der der vorzunehmende Betätigungsweg an den Bedieneinrichtungen (60) auch bei unterschiedlichen Lastdrücken gleich bleibt.

10. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine lastunabhängige Mengenverteilung vorgesehen ist, wodurch die Geschwindigkeitsproportionen bei mehreren gleichzeitigen Bewegungen unabhängig vom Lastdruck beibehalten werden.

12. Hydraulische Steuerung gemäss Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass das konstante Bremsmoment mittels eines Bremsventils (412) zur Steuerung der Drehwerkspumpe (400) erreicht ist und an dem Bremsventil (412) eingestellt werden kann.

14. Hydraulische Steuerung gemäss einem der vorherigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der erforderliche Steuerdruck bzw. das Steuerstromungsmittel für die Vorsteuereinheit (60) von einer getrennten Bremspumpe (37) geliefert und über einen Stromteiler (250) abgezweigt wird.

16. Hydraulische Steuerung gemäss Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass das konstante Bremsmoment mittels eines Bremsventils (412) zur Steuerung der Drehwerkspumpe (400) erreicht ist und an dem Bremsventil (412) eingestellt werden kann.

18. Hydraulisches System geschlossenem Kreis 10 mit einer veränderbaren Verdrängung besitzenden hydraulischen Pumpe, die geeignet ist einen Systemdruck vorzusehen und die stromungsmittelmassig mit einem hydraulischen Motor in Verbindung steht, der geeignet ist mit einer Last verbunden zu werden und Pumpensteuermitteln zur Steuerung der Verdrängung der Pumpe und ferner mit Bremssteuermitteln, die in Verbindung mit den Pumpensteuermitteln arbeiten können, um eine 20 Bremskraft für den Motor vorzusehen zur Steuerung der Verzögerungsrate oder -geschwindigkeit.

19. Hydraulisches System nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Bremssteuermittel auf den Druck ansprechen, der durch den Motor 25 während der Verzögerung in dem geschlossenen Kreis erzeugt wird.

20. Hydraulisches System nach Anspruch 18 oder 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Pumpensteuermittel Stromungssteuermittel (414) aufweisen um 30 die Verdrängung der Pumpe zu steuern, und wobei die Bremssteuermittel

Bypass-Steuermittel (412) und auf Druck ansprechende Mittel (416,418) aufweisen, die beide betriebsmassig mit den Stromungssteuermitteln assoziiert sind um die Ande- 35 rungsrate oder Änderungsgeschwindigkeit der Pumpenverdrangung zu steuern. 21. Hydraulisches System nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Bypass-Steuermittel die Auslassstromung von den Stromungssteuermit- 40 teln (414) infolge des Systemdrucks steuern. 22. Hydraulisches System nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, dass die Bypass-Steuermittel durch ein externes Signal einstellbar sind, welches entgegengesetzt zum Systemdruck arbei- 45 tet.